

(19)



JAPANESE PATENT OFFICE

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: **11125262 A**

(43) Date of publication of application: **11.05.99**

(51) Int. Cl.

F16D 3/205

(21) Application number: **09290953**

(71) Applicant: **TOYODA MACH WORKS LTD**

(22) Date of filing: **23.10.97**

(72) Inventor: **DOUTOKU KAZUHIRO**

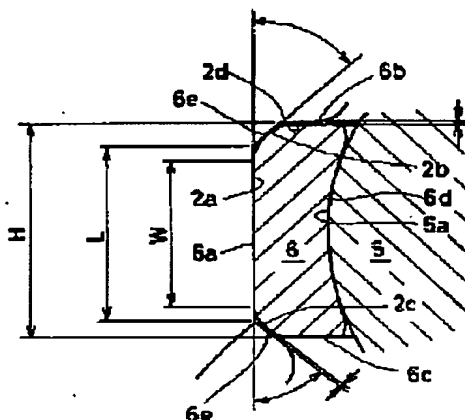
**(54) CONSTANT VELOCITY UNIVERSAL JOINT OF
TRIPOD TYPE**

(57) Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To reduce thrust force in the direction of a drive shaft of a constant velocity universal joint of a tripod type with a plurality of rollers placed like cores in a tripod shaft.

SOLUTION: A guide groove of an outer race is provided with a flat track surface 2a and tapered guide faces 2b and 2c continued thereto 2a, and the peripheral surface of an outer roller 6 rolling on the track surface 2a is formed by a cylindrical surface 6a, and its end part is rounded 6e. A small gap is reserved between the rounded part 6e and guide surfaces 2b and 2c. Thereby the attitude of the outer roller 6 is stabilized, and the thrust force can be reduced.

COPYRIGHT: (C)1999,JPO



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-125262

(43) 公開日 平成11年(1999) 5月11日

(51) Int.Cl.⁶

F 1 6 D 3/205

識別記号

F I

F 1 6 D 3/20

M

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 6 頁)

(21) 出願番号 特願平9-290953

(22) 出願日 平成9年(1997)10月23日

(71) 出願人 000003470

豊田工機株式会社

愛知県刈谷市朝日町1丁目1番地

(72) 発明者 道德 一博

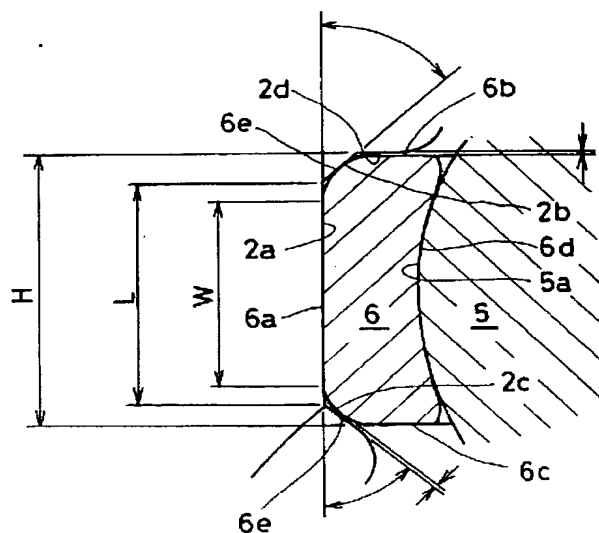
愛知県刈谷市朝日町1丁目1番地 豊田工機株式会社内

(54) 【発明の名称】 トリボード型等速ジョイント

(57) 【要約】

【課題】 トリボード軸に複数のローラを入れ子状に設けたトリボード型等速ジョイントにおいて、駆動軸方向にスラスト力が誘起されるという問題があった。

【解決手段】 アウタレースの案内溝に平坦なトラック面2aとこれに連なるテーパ状のガイド面2a, 2bとを形成し、トラック面2aを転動する外ローラ6の外周面を円筒面6aで形成するとともにその端部にR面取り部6eを設けた。そして、R面取り部6eとガイド面2a, 2bとの間にわずかな隙間ができるようにした。これにより外ローラ6の姿勢を安定させることができ、スラスト力を低減することができる。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 内周に軸方向に複数の案内溝を有するアウトレースと、このアウトレースの内側に同軸的に配置され且つ前記各案内溝内に突出するように設けられたトリポード軸を有するインナレースと、前記各トリポード軸に回転自在に入れ子状に複数設けられたローラとから構成されるトリポード型等速ジョイントにおいて、前記各案内溝を一对の平坦なトラック面とこれに連なるテーパ状のガイド面とで形成し、前記トラック面を回転する前記ローラのうち最も外側に配置されるローラを円筒状に形成するとともにその端部に曲面状の面取り部を形成したことを特徴とするトリポード型等速ジョイント。

【請求項 2】 前記面取り部と前記ガイド面との間には、わずかな隙間が設けられていることを特徴とする請求項 1 に記載のトリポード型等速ジョイント。

【請求項 3】 前記案内溝には、前記ガイド面に連なるとともに前記最も外側に配置されるローラとの間に隙間を介してトラック側面が設けられていることを特徴とする請求項 1 または 2 に記載のトリポード型等速ジョイント。

【請求項 4】 前記最も外側に配置されるローラの円筒状の外周面の直径を D_1 、前記最も外側に配置されるローラの内周の直径を D_2 、前記最も外側に配置されるローラの外周面の円筒部分の幅を W 、前記最も外側に配置されるローラの内側に位置するとともに該ローラに対し揺動可能に設けられるローラの外周面に作用する摩擦力の摩擦係数を μ_o 、前記内側に位置するローラの内周面に作用する摩擦力の摩擦係数を μ_i とすると、

$$W > D_2 \cdot \mu_o + D_1 \cdot \mu_i$$

が成立することを特徴とする請求項 1 に記載のトリポード型等速ジョイント。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、自動車等の駆動力伝達軸部に用いられるトリポード型等速ジョイントに関するものである。

【0002】

【従来の技術】 一般にトリポード型等速ジョイントにおいては、ジョイント部が交差角を有する状態で使用される場合、アウトレースの案内溝とインナレースの各トリポード軸に設けられた球面ローラとの間に相対滑り現象が生じ、これが軸方向のスラスト力を誘起し、ひいては駆動軸に振動を発生させるという問題がある。

【0003】 このような問題を解決するものとして、各トリポード軸に入れ子状に複数のローラを設け、これによって、最も外側に配置されるローラがアウトレースの案内溝に対する姿勢を安定させて正しい転がり運動を生ずるようにし、スラスト力の発生や振動の発生等を低減するようにした構成のトリポード型等速ジョイントがある。この種の等速ジョイントにおいては、ジョイント角

を有しつつトルクを伝達する場合、荷重点の移動により外側のローラにモーメントが発生し、案内溝に対して外側のローラが傾いてしまうため、スラスト力の低減にはなお改良の余地があった。

【0004】 外側ローラの傾きを抑え、さらにスラスト力の低減を図ったものとして、例えば図 7 に示す特開平 5-215143 号公報に記載のものがある。このものは、外ローラ 106 が回転するように案内溝内に形成されたトラック面 102a と、外ローラ 106 の上側面 106b および下側面 106c に平行且つトラック面 102a に連続して設けられた上ガイド面 102b および下ガイド面 102c とで構成されている。そして外ローラ 106 にモーメントが生じた場合には、外ローラ 106 の上側面 106b または下側面 106c と、上ガイド面 102b または下ガイド面 102c とが接触することにより、トラック面 102a 上を回転する外ローラ 106 の傾きを防止するようになっている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら図 7 の等速ジョイントにおいては、前記各ガイド面 102b、102c が外ローラ 106 の上側面 106b および下側面 106c に平行に設けられているため、これらの間の接触面積が大きくなって滑り抵抗が生じ、これによりスラスト力が誘起されるという問題があった。

【0006】

【課題を解決するための手段】 本発明は上記の課題に鑑み、トリポード型等速ジョイントがジョイント角を大きくとった時のスラスト力の誘起を抑えることを目的とするものである。本発明の請求項 1 に係る発明では、内周に軸方向に複数の案内溝を有するアウトレースと、このアウトレースの内側に同軸的に配置され且つ前記各案内溝内に突出するように設けられたトリポード軸を有するインナレースと、前記各トリポード軸に回転自在に入れ子状に複数設けられたローラとから構成されるトリポード型等速ジョイントにおいて、前記各案内溝を一对の平坦なトラック面とこれに連なるテーパ状のガイド面とで形成し、前記トラック面を回転する前記ローラののうち最も外側に配置されるローラを円筒状に形成するとともにその端部に曲面状の面取り部を形成するようにした。

【0007】 また請求項 2 に係る発明では、前記面取り部と前記ガイド面との間には、わずかな隙間が設けられるようにした。また請求項 3 に係る発明では、前記案内溝には、前記ガイド面に連なるとともに前記最も外側に配置されるローラとの間に隙間を介してトラック側面が設けられるようにした。

【0008】 また請求項 4 に係る発明では、前記最も外側に配置されるローラの円筒状の外周面の直径を D_1 、前記最も外側に配置されるローラの内周の直径を D_2 、前記最も外側に配置されるローラの外周面の円筒部分の幅を W 、前記最も外側に配置されるローラの内側に位置

するとともに該ローラに対し揺動可能に設けられるローラの外周面に作用する摩擦力の摩擦係数を μ_o 、前記内側に位置するローラの内周面に作用する摩擦力の摩擦係数を μ_i とすると、

$$W > D_2 \cdot \mu_o + D_1 \cdot \mu_i$$

が成立するようにした。

【0009】

【発明の実施の形態】本発明の実施の形態を図1～図4に基づいて説明する。図1～図4は第1の実施の形態を示す。図1および図2において、1はアウトレース、2はアウトレース1の内周面に軸方向に設けられた案内溝、3はアウトレース1の内側に同軸的に配置されたインナレース、4はインナレース3に設けられ案内溝2内に放射状に等角度間隔に3本突出するトリポード軸である。また、内ローラ5はニードル8を介してトリポード軸4に回転自在に支承され、この内ローラ5には外ローラ6が案内溝2内を転動可能に外嵌されている。そして、インナレース3は駆動軸7を介して図略の車輪側等速ジョイントにつながり、アウトレース1は図略のディファレンシャルギヤにつながっている。また、アウトレース1および駆動軸7の間には図略のブーツが設けられ、これにより等速ジョイント全体が密封されている。

【0010】ここで図2に示すように、外ローラ6は円筒状に形成されており、この外ローラ6は案内溝2内に形成された一对の平坦なトラック面2a上を転動する。また図2においてトラック面2aの上下には、テーパ状の上ガイド面2bおよび下ガイド面2cがトラック面2aに連続して形成されており、更に上ガイド面2bに連続してトラック面2aに垂直なトラック側面2dが形成されている。

【0011】内ローラ5の外周面5aおよび外ローラ6の内周面6dは、それぞれ凸球面および凹球面にて形成されて回転自在に嵌合している。また、円筒状の外ローラ6の端部はR面取り部6eによりR面取りされており、外ローラ6の上側面6bおよび円筒面6aの間と、下側面6cおよび円筒面6aの間とがなめらかにつながっている。

【0012】図2において、図略のディファレンシャルギヤにつながれたアウトレース1には時計周りの駆動力が与えられているものとして、すなわち図2中左を駆動側、右を減速側として、本実施の形態を説明していく。なお減速側においては、外ローラ6とトラック面2aとの間にはわずかな隙間ができるようにして滑り抵抗が発生しないようにしている。

【0013】ここで図3は、図2における駆動側を拡大した図である。トラック面2aは、外ローラ6の円筒面6aの幅Wよりも大きく、外ローラ6の全幅Hよりも小さい幅Lを有している。そして、このトラック面2aに約45度の角度でテーパ状に上下ガイド面2b、2cが連なって形成されている。図3は、外ローラ6がトリポ

ード軸4方向に移動して、R面取り部6eが上ガイド面2bに当接した状態を示している。この時、外ローラ6の上側面6bとトラック側面2dとの間、および、R面取り部6eと下ガイド面2cとの間にはわずかな隙間ができるようになっている。同様に外ローラ6がトリポード軸4方向に移動してR面取り部6eと下ガイド面2cとが当接する状態では、外ローラ6の上側面6bとトラック側面2dとの間の隙間が上記の場合よりも広がり、また、R面取り部6eと上ガイド面2bとの間にはわずかな隙間ができる。

【0014】上記の構成においては、R面取り部6eと上下ガイド面2b、2cとの間の接触によって外ローラ6の姿勢を安定させている。しかも、R面取り部6eと上下ガイド面2b、2cとの接触は点接触である（接触面積が小さい）ため、これらの間には滑り抵抗はほとんど発生しない。次に図4において、外ローラ6に発生するモーメントを考察する。このモーメントは、ジョイント角を持ちつつ回転する状態で発生する。この時、トリポード軸4および内ローラ5はトリポード軸4方向に相対移動するため、内ローラ5にはニードル8との間に摩擦係数 f_i が作用する。このため、内ローラ5に作用するトリポード軸4方向の力を釣り合わせるべく内ローラ5と外ローラ6との接点（力の作用点）P2が移動し、この接点P2の移動に起因して外ローラ6にモーメントが発生するのである。

【0015】図4中、トラック面2aと外ローラ6との間に作用する駆動力F1（＝F）の作用点P1は、簡単のため、仮想的に応力分布の重心として考える。いま駆動力F1が外ローラ6の幅方向中心から移動量 δ だけ離れた作用点P1に右向きに作用したとすると、内ローラ5と外ローラ6との間には駆動力F1に等しく且つ逆向きの反作用力F2（＝F）が作用する。この反作用力F2が作用する作用点P2は、外ローラ6の内周面6dの中心から角度 γ の位置にある。（この角度 γ は実際にはごくわずかの角度であるが、図4では理解し易いようにかなり大きく示している。）

また、作用点P2には、トリポード軸4方向に、内ローラ5および外ローラ6の間の摩擦係数 f と、反作用力F2の分力 F_t （＝ $F \cdot \tan \gamma$ ）とが作用する。（摩擦係数 f は実際には作用点P2の接線方向に作用するが、角度 γ が十分小さいため、トリポード軸4方向に作用するものとして考える。）

さらにトリポード軸4方向には、内ローラ5とニードル8との間の摩擦係数 f_i が作用する。なお図4中、R1は外ローラ6の円筒面6aの半径、R2は外ローラ6の内周面6dの半径である。

【0016】ここで、駆動力F1の作用点P1が円筒面6aの幅方向にその幅W内に位置している場合、外ローラ6は傾かないので、円筒面6aの幅方向中心とトラック面2aとの接点（モーメントの中心点O）回りのモー

10

20

30

40

50

メントは釣り合っている。角度 γ は十分小さいので摩擦力 f がトリボート軸 4 方向に作用すると考えると、

$$\delta \cdot F_1 \cong (R_2 \cdot \sin \gamma) \cdot F_2 + (R_1 - R_2) \cdot$$

$$\delta \cdot F \cong (R_2 \cdot \sin \gamma) \cdot F + (R_1 - R_2) \cdot (f - F_t) \cdots \text{式 1}$$

となる。

【0017】また、内ローラ 5 に作用するトリボート軸 4 方向の力を考えると、

$$f - F_t \cong f_i \cdots \text{式 2}$$

となる。ここで、外ローラ 6 と内ローラ 5 との間の摩擦係数を μ_o 、内ローラ 5 とニードル 8 との間の摩擦係数を μ_i とすると、

$$f = \mu_o \cdot F \cdots \text{式 3}$$

$$f_i = \mu_i \cdot F \cdots \text{式 4}$$

となる。また、反作用力 F_2 の分力 $F_t = F \cdot \tan \gamma$ ※

$$\delta \cdot F \cong R_2 \cdot (\mu_o + \mu_i) \cdot F + (R_1 - R_2) \cdot \mu_i \cdot F$$

$$\therefore \delta \cong R_2 \cdot \mu_o + R_1 \cdot \mu_i \cdots \text{式 6}$$

が得られる。

【0019】外ローラ 6 が傾かないためには、円筒面 6 a の幅 W 内で駆動力 F_1 の作用点 P_1 が移動する必要があるから、

$$W > 2 \cdot \delta \cong 2 (R_2 \cdot \mu_o + R_1 \cdot \mu_i)$$

となることが分かる。外ローラ 6 には R 面取り部 6 e があるので、外ローラ 6 の全幅 H との関係式は、

$$H > W > 2 \cdot \delta \cong 2 (R_2 \cdot \mu_o + R_1 \cdot \mu_i)$$

となる。

【0020】ここで、外ローラ 6 の円筒面 6 a の直径を $D_1 (= 2 \cdot R_1)$ 、内周面 6 d の直径を $D_2 (= 2 \cdot R_2)$ とすると、

$$H > W > D_2 \cdot \mu_o + D_1 \cdot \mu_i \cdots \text{式 7}$$

の関係式が得られる。つまり式 7 を満たすような寸法設計とすれば、中心点 O 回りのモーメントが釣り合うため、外ローラ 6 が傾かず姿勢が安定することとなる。

【0021】従って第 1 の実施の形態によれば、外ローラ 6 がトリボート軸 4 方向に移動した場合、 R 面取り部 6 e と上下いずれかのガイド面 2 b、2 c との点接触で外ローラ 6 の姿勢を安定することができるため、滑り抵抗がほとんど発生せずスラスト力を低減することができる。また式 7 を満たすような寸法設計とすれば、外ローラ 6 に発生するモーメントが釣り合うため外ローラ 6 は傾かず、外ローラ 6 の姿勢をさらに安定させてスラスト力を低減することができる。このことは、減速側で外ローラ 6 と上下いずれかのガイド面 2 b、2 c (あるいは外ローラ 6 とトラック側面 2 d) とが接触せず減速側での滑り抵抗が発生しないことにつながり、このためスラスト力がさらに低減されることとなる。

【0022】図 5 に第 2 の実施の形態を示す。第 2 の実施の形態では、内ローラ 5 の内周面 5 b を断面凸円弧にて形成している点が第 1 の実施の形態と異なっている。この構成によれば、内ローラ 5 とニードル 8 との間の接触面積を小さくできるため、図 4 における摩擦力 f_i を

$$\cdot (f - F_t)$$

である。 $F_1 = F_2 = F$ であるから、

※であるから、式 3 および式 4 より、

$$\tan \gamma \cong \mu_o + \mu_i$$

であり、 γ は十分小さいので、

$$\tan \gamma \cong \mu_o + \mu_i \cong \sin \gamma \cdots \text{式 5}$$

となる。

【0018】式 2 ~ 式 5 を式 1 に代入することにより、駆動力 F_1 の作用点 P_1 の移動量 δ と、外ローラ 6 の円筒面 6 a および内周面 6 d の半径 R_1 および R_2 と、摩擦係数 μ_o および μ_i の関係式

小さくすることができる。これにより、反作用力 F_2 の作用点 P_2 の角度 γ を小さくすることができるため、第 1 の実施の形態に比べさらに外ローラ 6 の姿勢を安定させることが可能となる。

【0023】図 6 に第 3 の実施の形態を示す。第 3 の実施の形態では、トリボート軸 4 の外周面 4 a を凸球面にて形成している点が第 1 の実施の形態と異なっている。この構成によれば、トリボート軸 4 とニードル 8 との間の接触面積を小さくすることができ、これらの間の摩擦力を小さくすることができる。このことは、ニードル 8 に作用するトリボート軸 4 方向の力の釣り合いを考えれば、図 4 における摩擦力 f_i が小さくなることが分かる。これにより、第 2 の実施の形態と同様に、反作用力 F_2 の作用点 P_2 の角度 γ を小さくすることができるため、第 1 の実施の形態に比べさらに外ローラ 6 の姿勢を安定させることが可能となる。

【0024】以上第 1 ~ 第 3 の実施の形態に基づき本発明を説明してきたが、本発明はこれに限定されるものではない。すなわち第 1 ~ 第 3 の実施の形態ではトリボート軸にローラを 2 つ入れ子状にした構成であったが、ローラは複数であればいくつでもよい。

【0025】

【発明の効果】本発明に係るトリボート型等速ジョイントによれば、外ローラがトリボート軸方向に移動した場合、外ローラの R 面取り部と上下いずれかのガイド面との点接触で外ローラの姿勢を安定することができるため、滑り抵抗がほとんど発生せずスラスト力を低減することができる。

【0026】また外ローラに発生するモーメントが釣り合うため外ローラは傾かず、外ローラの姿勢をさらに安定させてスラスト力を低減することができる。このことは、減速側で外ローラと上下いずれかのガイド面 (あるいは外ローラとトラック側面) とが接触せず減速側での滑り抵抗が発生しないことにつながり、このためスラ

ト力がさらに低減されることとなる。

【0027】従ってスラスト力の誘起を抑えることができ、ひいては駆動軸の振動の発生を抑えることができるという効果を奏する。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1の実施の形態の全体構成を示す縦断面図である。

【図2】本発明の第1の実施の形態の横断面図である。

【図3】図2の駆動側における要部拡大図である。

【図4】図3において、それぞれに作用する力を示す図 10

【図5】本発明の第2の実施の形態の横断面図である。

【図6】本発明の第3の実施の形態の横断面図である。

【図7】従来の技術に係るトリボッド型等速ジョイントの要部を拡大した横断面図である。

【符号の説明】

1 アウタレース

2 案内溝

2a 案内溝2のトラック面

2b 案内溝2の上ガイド面

2c 案内溝2の下ガイド面

2d 案内溝2のトラック側面

3 インナレース

4 トリボッド軸

5、内ローラ

* 6 外ローラ

6a 外ローラ6の円筒面

6b 外ローラ6の上側面

6c 外ローラ6の下側面

6d 外ローラ6の内周面

6e 外ローラ6のR面取り部

7 駆動軸

H 外ローラ6の全幅

W 外ローラ6の円筒面6aの幅

R1 外ローラ6の円筒面6aの半径

D1 外ローラ6の円筒面6aの直径

R2 外ローラ6の内周面6dの半径

D2 外ローラ6の内周面6dの直径

F1 駆動力

F2 駆動力Fの反作用力

P1 駆動力Fの作用点

P2 反作用力F2の作用点

δ 作用点P1の移動量

γ 作用点P2の角度

20 f 外ローラ6と内ローラ5との間の摩擦力

f i 内ローラ5とニードル8との間の摩擦力

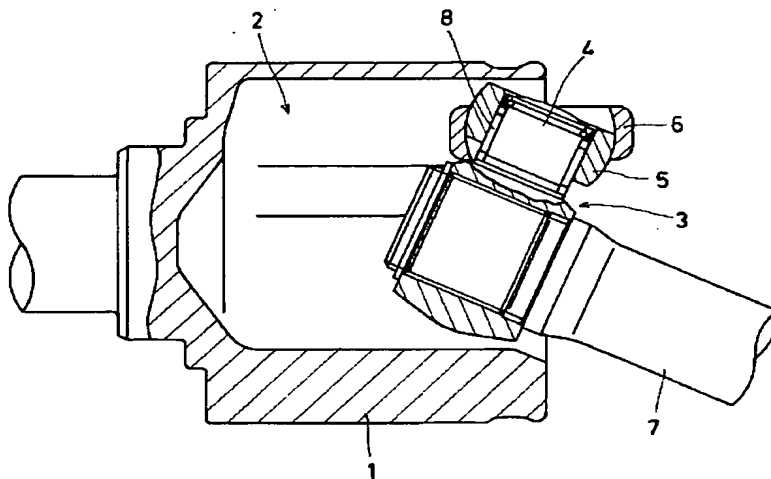
F t 反作用力F2のトリボッド軸4方向の分力

O モーメントの中心点

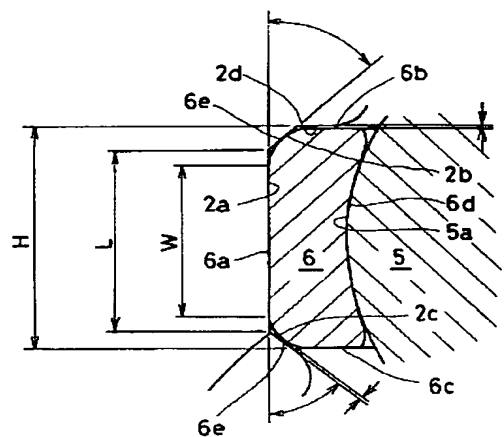
μo 外ローラ6と内ローラ5との間の摩擦係数

* μi 内ローラ5とニードル8との間の摩擦係数

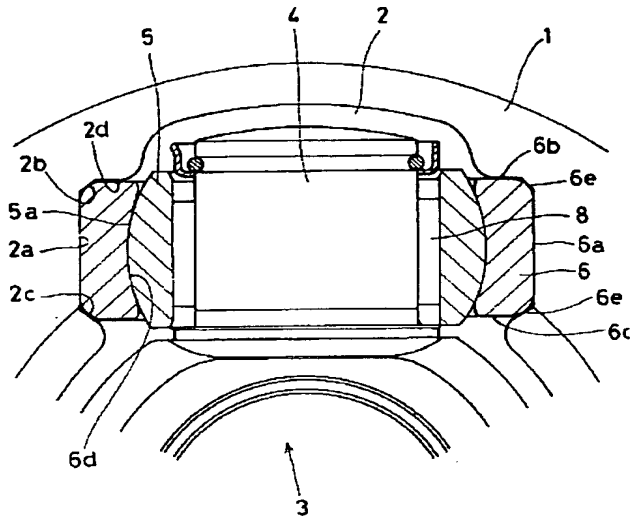
【図1】



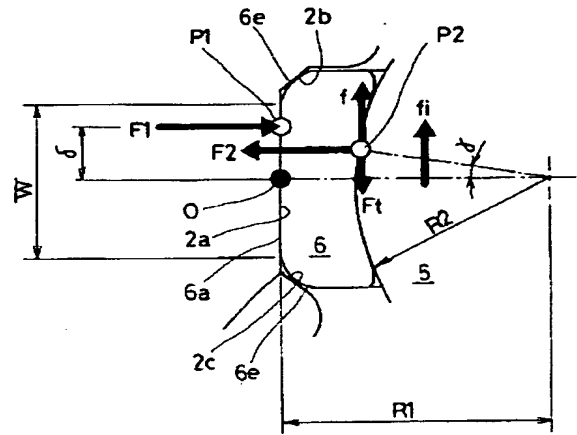
【図3】



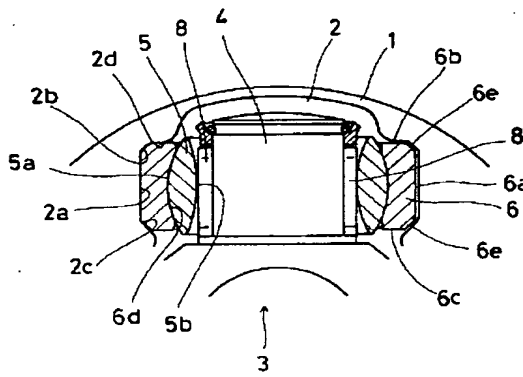
【図 2】



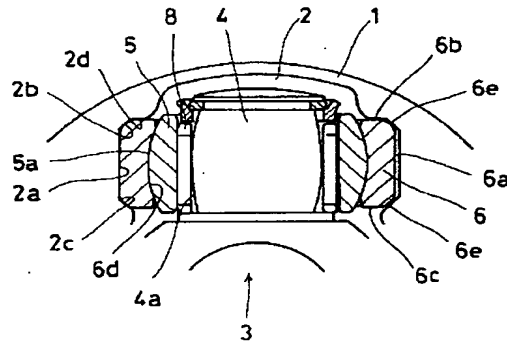
【図 4】



【図 5】



【図 6】



【図 7】

